

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-133053

(43)Date of publication of application : 18.05.2001

(51)Int.Cl.

F25B 1/00  
B60H 1/32  
F25B 41/06  
// F04B 27/14

(21)Application number : 11-311640

(22)Date of filing : 01.11.1999

(71)Applicant :

TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD

(72)Inventor :

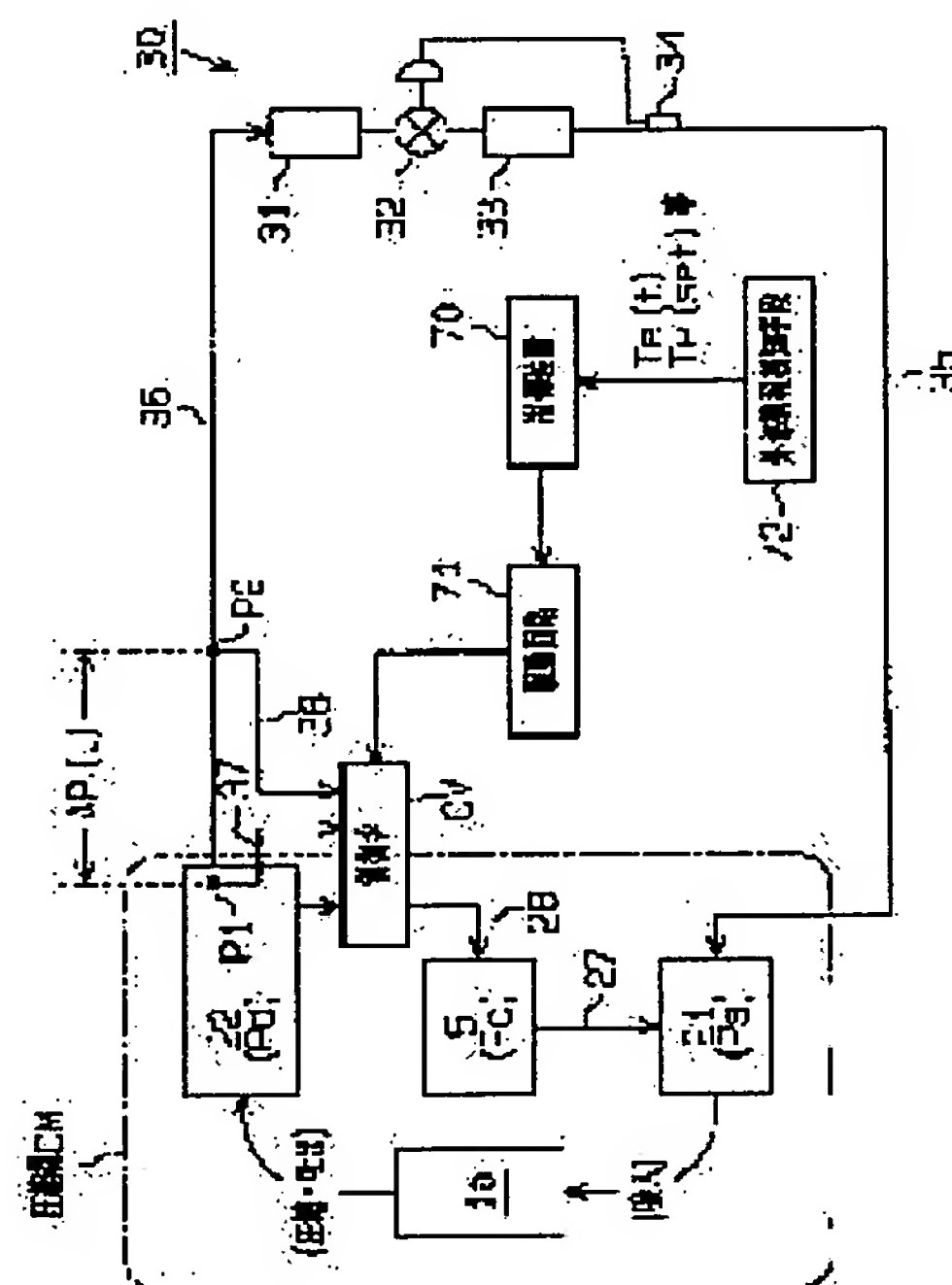
MIZUFUJI TAKESHI  
KAWAGUCHI MASAHIRO  
OTA MASAKI  
KURAKAKE HIROTAKE

## (54) AIR CONDITIONER

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To obtain an air conditioner having a refrigerant circulation circuit including a variable capacity compressor in which a high cooling efficiency can be sustained while ensuring oil return to a compressor even when the flow rate of refrigerant decreases in correspondence with low cooling load.

**SOLUTION:** The refrigerant circulation circuit of an air conditioner comprises a condenser 31, an expansion valve 32, an evaporator 33, and a variable capacity compressor CM wherein the expansion valve 32 is a normal charge system expansion valve. A control valve CV regulates the inner pressure  $P_c$  of a crank chamber 5 based on the differential pressure  $\Delta P(t)$  between two pressure monitoring points P1, P2 set in the refrigerant circulation circuit and conduction control through a controller 70 thus controlling the delivery capacity of the compressor CM and the flow rate of refrigerant in the refrigerant circulation circuit.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(11)特許出願公開番号

特開2001-133053

(P2001-133053A)

(43)公開日 平成13年5月18日(2001.5.18)

(51) IntCl.<sup>7</sup>

識別記号

FI

テーマコード(参考)

**F 2 5 B    1/00**

3 7 1

F 2 5 B 1/00

371C 3H076

B 6 0 H 1/32

6 2 4

B 6 0 H 1/32

624B

624 J

**F 2 5 B 41/06**

F 2 5 B 41/06

R

// F 0 4 B 27/14

F 0 4 B 27/08

**S**

審査請求 未請求 請求項の数 5 OL (全 14 頁)

(21)出願番号

特願平11-311640

(22) 出願日

平成11年11月1日(1999.11.1)

(71)出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 水藤 健

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 川口 真広

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機製作所内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

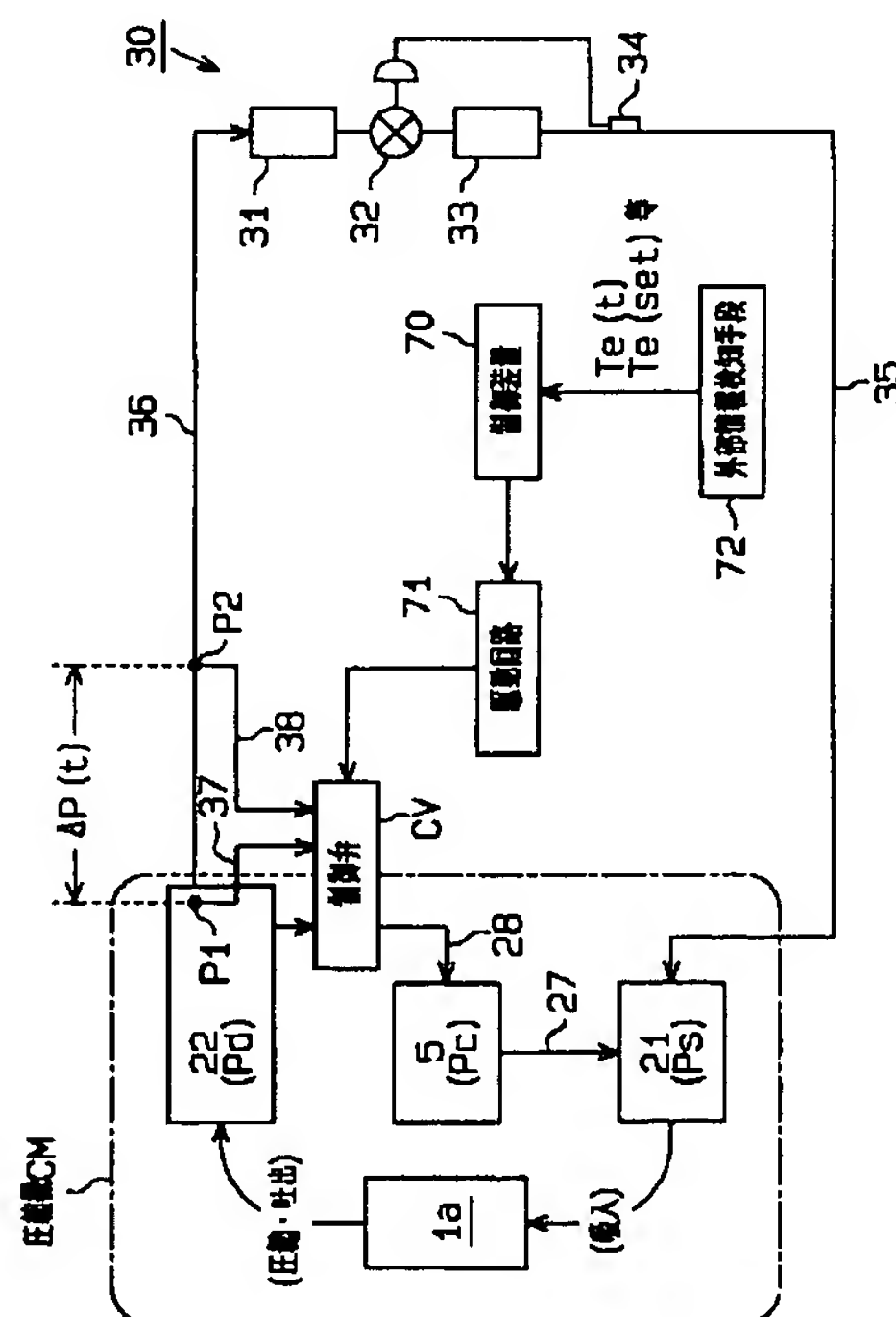
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調装置

(57) 【要約】

【課題】容量可変型圧縮機を含む冷媒循環回路を備えた空調装置において、低冷房負荷に対応して冷媒流量が小さくなるときでも、高い冷房効率の維持と、圧縮機へのオイル戻しの確保とを両立させる。

【解決手段】空調装置の冷媒循環回路は、凝縮器31、膨張弁32、蒸発器33及び容量可変型圧縮機CMにより構成される。膨張弁32はノーマルチャージ方式の膨張弁である。制御弁CVは、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点P1、P2間の差圧 $\Delta P(t)$ と制御装置70による通電制御とに基づき、クランク室5の内圧Pcを調節し、もって圧縮機CMの吐出容量及び冷媒循環回路での冷媒流量を制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 凝縮器、膨張弁、蒸発器および容量可変型圧縮機を含んでなる冷媒循環回路を備えた空調装置において、

前記膨張弁としてノーマルチャージ方式の膨張弁が用いられ、前記容量可変型圧縮機は、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧に基づいて該圧縮機の吐出容量をフィードバック制御する容量制御手段によって容量制御されることを特徴とする空調装置。

【請求項2】 前記ノーマルチャージ方式の膨張弁は、蒸発器の出口における冷媒ガスの状態が常に、前記冷媒循環回路で使用する冷媒の飽和蒸気圧特性に対して所定の過熱度を持つように冷媒流量を調節するものであることを特徴とする請求項1に記載の空調装置。

【請求項3】 前記ノーマルチャージ方式の膨張弁は、絞り弁体、それに作動連結された感圧部材、並びに、その感圧部材を挟んでハウジング内に区画された、蒸発器の出口付近に配設された感温筒と連通する第1室及び蒸発器の出口側と連通する第2室を備えており、前記第1室及び感温筒内には、前記第2室に導かれている冷媒ガスと同じ冷媒が封入されていることを特徴とする請求項1又は2に記載の空調装置。

【請求項4】 前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを受容するクランク室内の内圧を制御することで吐出容量を変更可能な圧縮機であり、前記容量制御手段は、前記クランク室内の内圧を調節するための制御弁であって、前記二つの圧力監視点間の差圧を自律的な弁開度調節動作のための機械的入力として利用すると共にその自律的な弁開度調節動作の最終目標となる設定差圧を外部からの制御によって変更可能な制御弁と、前記差圧以外の種々の外部情報に基づいて前記制御弁の設定差圧を可変設定する制御装置とから構成されることを特徴とする請求項1～3のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項5】 前記制御装置は、冷媒循環回路を流れる冷媒によって搬送される潤滑オイルの圧縮機への戻り量が圧縮機にとっての必要量以上となる冷媒流量に対応する二点間差圧を常に維持できる範囲で前記設定差圧を可変設定することを特徴とする請求項4に記載の空調装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、凝縮器、膨張弁、蒸発器および容量可変型圧縮機を含んでなる冷媒循環回路を備えた空調装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】一般に車輦用空調システムの冷媒循環回路は、凝縮器、膨張弁、蒸発器および圧縮機により構成され、その圧縮機は通常、車輦エンジンの動力を利用し

て駆動される。故に車輦用空調装置に用いる圧縮機としては、エンジン回転数の変動にもかかわらず、冷房負荷に見合った量の冷媒ガスを吸入、圧縮及び吐出する能力を安定的に維持できる容量可変型圧縮機が適している。これまでに実用化された容量可変型圧縮機の典型例は、容量可変型斜板式圧縮機である。かかる斜板式圧縮機の容量制御は一般に、揺動斜板を受容したクランク室内の内圧を特殊な制御弁を用いて調節することにより行なわれる。そして、その制御弁は一般に、冷房負荷の大きさを如実に反映する蒸発器の出口圧力（ $P_s'$ とする）が、所望の室内温度と相関する所定の蒸発器出口圧力（設定吸入圧と呼ばれる）付近に安定維持されるように、クランク室内圧を調節し、斜板の傾角制御を通じて圧縮機の吐出容量を制御している。なお、容量可変型斜板式圧縮機は、斜板をピストンに作動連結しながら揺動可能に支持する可動機構を備えており、その可動機構の潤滑を図るためにクランク室に潤滑オイルを滞留させている。このオイルは、圧縮機の運転時にクランク室内に不可避免的に生ずる気流によってミスト化されて可動機構の各摺動部位に搬送される。潤滑オイルは前記気流に乗ってクランク室から出て圧縮機の外へ運ばれることもあるが、冷媒循環回路を一巡して再び圧縮機に戻されることで、クランク室内でのオイルの枯渇が回避されている。

【0003】他方、蒸発器は、膨張弁から供給される霧状の液冷媒と室内空気との間で熱交換を行って室内空気を冷却する。その際、液冷媒は気化されるがその気化の程度が不十分だと冷房効率が低下する等の各種の不都合を生ずる。このため、蒸発器出口において冷媒が多少の過熱ガス状態になることが好ましい。膨張弁の基本的な機能は、蒸発器出口の冷媒ガスが最大 $10^{\circ}\text{C}$ 程度の所定の過熱度（スーパーヒートSH）を持つように凝縮器から蒸発器への冷媒供給量をフィードバック制御することにある。

【0004】ところが、従来の蒸発器出口圧力 $P_s'$ の絶対値に依拠した容量制御方式を採用する容量可変型斜板式圧縮機は、クロスチャージ方式の膨張弁と組み合わせなければ実用に供し得ず、従来の容量可変型斜板式圧縮機とノーマルチャージ方式の膨張弁とを組み合わせることができなかった。クロスチャージ方式の膨張弁とは、図3の温度圧力特性グラフに示すように、冷媒の飽和蒸気圧曲線に対しシステムの特性格線が分岐点

（ $t$ ,  $p$ ）において交差するような特性を該システムに付与する膨張弁をいう。つまり、クロスチャージ方式膨張弁を用いた場合、前記分岐点よりも低温低圧の領域ではシステムの特性格線が冷媒の飽和蒸気圧曲線よりも上に存在し（つまり $SH < 0$ ）、そのような低温低圧状況を生み出す運転条件下では、蒸発器出口において冷媒が液化することになる。これに対しノーマルチャージ方式の膨張弁とは、温度及び圧力の想定可変範囲において、冷媒の飽和蒸気圧曲線に対して常に所定の過熱度（つまり



0<SH)を加味した特性をシステムに付与する膨張弁をいう。ノーマルチャージ方式膨張弁を用いた場合、蒸発器出口の冷媒は常に過熱ガス状態となる。

【0005】従来の容量制御方式の斜板式圧縮機に対してクロスチャージ方式の膨張弁を組み合わせる必要があったのは、冷媒循環回路を經由して圧縮機に戻される潤滑オイルを常に一定量以上確保するためである。この点を詳述すると、冷房負荷が大きいために蒸発器出口での冷媒の温度 $T$ 及び圧力 $P_s$ が共に大きい場合には、膨張弁の作用によって冷媒循環回路での冷媒流量が増大し、且つ、制御弁の作用によって圧縮機の吐出容量も増大する。冷媒循環回路の冷媒流量がある程度大きければ、潤滑オイルの圧縮機への戻りも確実であり、この場合には膨張弁の方式がなんであろうと支障はない。これに対し、冷房負荷が小さいために蒸発器出口での冷媒の温度 $T$ 及び圧力 $P_s$ が小さい場合には、膨張弁によって冷媒循環回路の冷媒流量が絞られ、且つ、制御弁によって圧縮機の吐出容量も減少する。この状況において仮にノーマルチャージ方式の膨張弁が用いられたとすると、蒸発器出口から圧縮機に向かう冷媒は非常に小流量のガスとなり、潤滑オイルの搬送力が極めて乏しい。このため、冷房負荷の低い状態が続けば、圧縮機からのオイル放出量が圧縮機へのオイル戻り量を上回り、圧縮機内部がオイル枯渇状態に陥ってしまう。それ故、従来はクロスチャージ方式の膨張弁を用い、回路の冷媒流量が非常に小さくなりがちな低冷房負荷状態(図3で分岐点よりも低温低圧の領域)の場合には、あえて蒸発器から圧縮機に冷媒を液状態で戻し、その液状冷媒に潤滑オイルを溶かし込むことで圧縮機に戻すオイル量を確保していた。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、冷房負荷が低い場合だけとは言え、蒸発器から圧縮機に液状態のまま冷媒を戻す状況は、冷房効率を低下させる。なぜならこの状況は、仕事を付与して圧縮した冷媒の全てが熱交換に有効利用されないこと(即ち冷房に役立っていないこと)を意味し、圧縮機に供給される動力の一部が冷媒循環回路に沿って液冷媒を単に巡回させるために浪費されることを意味するからである。又、クロスチャージ方式では、冷房負荷が高く蒸発器出口が高温高压になるほど、過熱度 $SH$ が拡大する傾向にあり、適切な過熱度のバランスをとることが難しい。更に、クロスチャージ方式膨張弁は概してノーマルチャージ方式膨張弁に比べてコスト高である。それ故、クロスチャージ方式膨張弁はできるだけ使いたくないという要望が従来からあった。

【0007】本発明の目的は、容量可変型圧縮機を含む冷媒循環回路を備えた空調装置において、低い冷房負荷に対応して冷媒流量が小さくなるときでも、高い冷房効率の維持と、圧縮機へのオイル戻しの確保とを両立させ

ることにある。そして、クロスチャージ方式の膨張弁を用いることに由来する各種の困難や不都合を回避することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明は、凝縮器、膨張弁、蒸発器および容量可変型圧縮機を含んでなる冷媒循環回路を備えた空調装置において、前記膨張弁としてノーマルチャージ方式の膨張弁が用いられ、前記容量可変型圧縮機は、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧に基づいて該圧縮機の吐出容量をフィードバック制御する容量制御手段によって容量制御されることを特徴とする。

【0009】この構成によれば、容量制御手段が二つの圧力監視点間の差圧に基づき容量可変型圧縮機の吐出容量をフィードバック制御するため、二つの圧力監視点間の差圧は、最終的に実現される吐出容量に応じた所定の目標差圧(設定差圧と呼ぶ)に収束する。その結果、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量もその設定差圧に対応した流量となる。すなわち圧縮機の容量制御を二つの圧力監視点間の差圧に依拠させることにより、冷媒循環回路での冷媒流量をかなり自由に制御することが可能となる。それ故、ノーマルチャージ方式の膨張弁を用いた結果、蒸発器出口における冷媒が常にガス状態になったとしても、蒸発器を經由して圧縮機に戻されるべき潤滑オイルの必要量を搬送することができる冷媒ガス流量を常に維持しておくことが可能となる。つまり差圧制御によれば、ガス冷媒及びそれによって運ばれる潤滑オイルの流量自体を直接制御できるので、必要なオイル戻り量を確保するための最小流量を下回らないように冷媒流量を維持できる。故に、クロスチャージ方式の膨張弁を用いることに由来する各種の困難や不都合を未然に回避して、高い冷房効率の維持と、圧縮機へのオイル戻しの確保とを両立させることが可能となる。

【0010】請求項2の発明は、請求項1に記載の空調装置において、前記ノーマルチャージ方式の膨張弁は、蒸発器の出口における冷媒ガスの状態が常に、前記冷媒循環回路で使用する冷媒の飽和蒸気圧特性に対して所定の過熱度を持つように冷媒流量を調節するものであることを特徴とする(図3参照)。これは、ノーマルチャージ方式の膨張弁を用いた場合の特性を明らかにしたものである。

【0011】請求項3の発明は、請求項1又は2に記載の空調装置において、前記ノーマルチャージ方式の膨張弁は、絞り弁体、それに作動連結された感圧部材、並びに、その感圧部材を挟んでハウジング内に区画された、蒸発器の出口付近に配設された感温筒と連通する第1室及び蒸発器の出口側と連通する第2室を備えており、前記第1室及び感温筒内には、前記第2室に導かれている冷媒ガスと同じ冷媒が封入されていることを特徴とする。これは、ノーマルチャージ方式の膨張弁の一構成例

を示すものである。

【0012】請求項4の発明は、請求項1～3のいずれか一項に記載の空調装置において、前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能な圧縮機であり、前記容量制御手段は、前記クランク室の内圧を調節するための制御弁であって、前記二つの圧力監視点間の差圧を自律的な弁開度調節動作のための機械的入力として利用すると共にその自律的な弁開度調節動作の最終目標となる設定差圧を外部からの制御によって変更可能な制御弁と、前記差圧以外の種々の外部情報に基づいて前記制御弁の設定差圧を可変設定する制御装置とから構成されることを特徴とする。この構成によれば、制御装置は、外部情報を参照して設定差圧の変更を制御弁に指令し、制御弁は前記二点間差圧がその設定差圧どおりの差圧を実現するようにクランク室の内圧を誘導して圧縮機の吐出容量を設定差圧に整合させる。制御弁は前記二点間差圧を自律的な弁開度調節動作のための機械的入力として利用するため、制御装置は設定差圧の可変設定処理に専念でき、内部演算の処理負担が軽くなる。

【0013】請求項5の発明は、請求項4に記載の空調装置において、前記制御装置は、冷媒循環回路を流れる冷媒によって搬送される潤滑オイルの圧縮機への戻り量が圧縮機にとっての必要量以上となる冷媒流量に対応する二点間差圧を常に維持できる範囲で前記設定差圧を可変設定することを特徴とする。かかる設定差圧制御を維持する限り、圧縮機が小容量での運転を持続しても、圧縮機内部で潤滑オイルが枯渇することがない。

【0014】

【発明の実施の形態】以下に、本発明を車輛用空調装置に具体化した一実施形態を説明する。

(冷媒循環回路及び膨張弁の概要) 図1に示すように車輛用空調装置の冷媒循環回路(冷房回路)は、容量可変型斜板式圧縮機CMと外部冷媒回路30とから構成されている。外部冷媒回路30は例えば、凝縮器(コンデンサ)31、膨張弁32、蒸発器(エバポレータ)33、蒸発器33の出口と圧縮機の吸入室21とをつなぐ冷媒ガスの流通管35、及び、圧縮機の吐出室22と凝縮器31の入口とをつなぐ冷媒の流通管36を備えている。圧縮機CMは、流通管35を介し蒸発器33から吸入室21に導かれた冷媒ガスを吸入及び圧縮し、その圧縮ガスを吐出室22に吐出する。吐出室22の高压ガスは、流通管36を介して凝縮器31に送られる。

【0015】膨張弁32は、蒸発器33の出口付近に設けられた感温筒34が検知する冷媒の温度および圧力に基づいて自己の弁開度を自律的にフィードバック制御し、冷房負荷に見合った冷媒を凝縮器31から蒸発器33に供給して外部冷媒回路30における冷媒流量を直接調節する。ここで用いられている膨張弁32はノーマルチャージ方式の膨張弁であり、図2はその概要を示す。

【0016】図2に示すように、膨張弁32のハウジング内には、凝縮器31と蒸発器33とを繋ぐ通路の一部を構成する弁室81が区画され、その弁室81内には、バネ82によって弁座83に着座する方向(上向き即ち閉弁方向)に付勢された絞り弁体84が配設されている。更に弁室81より上のハウジング内には、感圧部材としてのダイヤフラム85によって上下に区画された第1室86および第2室87が設けられている。ダイヤフラム85は、ロッド88を介して絞り弁体84と作動連結されている。第1室86は連通管89を介して感温筒34と連通されている。第2室87は外部均圧管90を介して、蒸発器33と流通管35との連結部(即ち蒸発器33の出口)と連通されている。第2室87には、回路を循環する冷媒(例えば代替フロンHFC-134a)の蒸気が及んでおり、第2室87の内圧は蒸発器出口の圧力 $P_e (=P_s')$ と均圧化されている。他方、感温筒34内には、回路を循環する冷媒と同一の冷媒(気化可能物質)が気液混合状態で封入されている。感温筒34内のガスは、蒸発器出口の冷媒ガスの温度に対応した飽和蒸気圧 $P_t$ を示す。この圧力 $P_t$ は前記出口圧力 $P_e$ よりも過熱度SHの影響分だけ高い。換言すれば $(P_t - P_e)$ の差圧は過熱度SHを反映する。故に、図2の膨張弁によれば、前記差圧に基づく下向き即ち開弁方向の力と、バネ82による閉弁方向の力とのバランスに基づき、絞り弁体84のリフト量即ち膨張弁開度が調節される。その結果、蒸発器出口での冷媒ガスが所定の過熱度SHを持つように冷媒流量が調節される。

【0017】このように、感温筒34内に封入する気化可能物質を、回路を循環する冷媒と同一の冷媒とすることにより、当該膨張弁32はノーマルチャージ方式の膨張弁となる。そして、該システムにおける蒸発器出口の温度(=感温筒の温度)と、蒸発器出口の圧力とは、図3に実線で示すような温度圧力特性を示す。ノーマルチャージ方式膨張弁を用いたシステムの実特性線は、冷媒の飽和蒸気圧曲線(図3に破線で示す)に対してほぼ平行であり、温度軸方向での両者のずれは、蒸発器出口における冷媒ガスの過熱度SHに対応する。このため、蒸発器出口での冷媒の温度及び圧力の想定可変範囲において、本システムの実特性線は冷媒の飽和蒸気圧曲線よりも常に気相側に存在する。故に、蒸発器出口における冷媒は、冷媒流量の多少にかかわらず、常に若干の過熱ガス状態にある。

【0018】(圧縮機の概要): 図4に示すように容量可変型斜板式圧縮機は、シリンダブロック1と、その前端に接合されたフロントハウジング2と、シリンダブロック1の後端に弁形成体3を介して接合されたリヤハウジング4とを備え、これらは相互に接合固定されて該圧縮機のハウジングを構成する。ハウジング内に区画されたクランク室5内には駆動軸6が回転可能に支持されている。駆動軸6上にはラグプレート11が一体回転可能



に固定されている。一体化された駆動軸6及びラグプレート11は、バネ7で前方付勢されてスラスト方向に位置決めされている。駆動軸6の前端部は、動力伝達機構PTを介して外部駆動源としての車輛エンジンEに作動連結されている。本件では、動力伝達機構PTとして、常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）が採用されているものとする。

【0019】クランク室5内にはカムプレートとしての斜板12が收容されている。斜板12は、ヒンジ機構13を介してラグプレート11及び駆動軸6に作動連結されている。ヒンジ機構13は、ラグプレート11のリヤ面から突設された二つの支持アーム14（一つのみ図示）と、斜板12のフロント面から突設された二本のガイドピン15（一本のみ図示）とから構成されている。支持アーム14とガイドピン15との関係および斜板12の中央挿通孔内での駆動軸6との接触により、斜板12はラグプレート11及び駆動軸6と同期回転可能であると共に駆動軸6の軸方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸6に対し傾動可能となっている。ラグプレート11と斜板12との間において駆動軸6の周囲には傾角減少バネ16が設けられている。このバネ16は斜板12をシリンダブロック1に接近する方向（傾角減少方向）に付勢する。又、駆動軸6に固着された規制リング18と斜板12との間において駆動軸6の周囲には復帰バネ17が設けられている。この復帰バネ17は、斜板12が大傾角状態（二点鎖線で示す）にあるときにはいかなる付勢作用も及ぼさないが、斜板12が小傾角状態（実線で示す）に移行すると、前記規制リング18と斜板12との間で圧縮されて斜板12をシリンダブロック1から離間する方向（傾角増大方向）に付勢する。

【0020】シリンダブロック1には、複数のシリンダボア1a（一つのみ図示）が形成され、各シリンダボア1aには片頭型のピストン20が往復動可能に收容されている。各ピストン20の前端部は一对のシュー19を介して斜板12の外周部に係留され、これらのシュー19を介して各ピストン20は斜板12に作動連結されている。このため、斜板12が駆動軸6と同期回転することで、斜板12の回転運動がその傾角 $\theta$ に対応するストロークでのピストン20の往復直線運動に変換される。更に弁形成体3とリヤハウジング4との間には、中心域に位置する吸入室21と、それを取り囲む吐出室22とが区画形成されている。弁形成体3には各シリンダボア1aに対応して、吸入ポート23及び同ポート23を開閉する吸入弁24、並びに、吐出ポート25及び同ポート25を開閉する吐出弁26が形成されている。そして、蒸発器33の出口から吸入室21（吸入圧 $P_s$ の領域）に導かれた冷媒ガスは、各ピストン20の往動により吸入ポート23及び吸入弁24を介してシリンダボア1aに吸入される。シリンダボア1aに吸入された冷媒ガスは、ピストン20の復動により所定の圧力にまで圧

縮され、吐出ポート25及び吐出弁26を介して吐出室22（吐出圧 $P_d$ の領域）に吐出される。

【0021】この圧縮機では、エンジンEからの動力供給により駆動軸6が回転されると、それに伴い所定傾角 $\theta$ に傾いた斜板12が回転する。その傾角 $\theta$ は、駆動軸6に直交する仮想平面と斜板12とがなす角度として把握される。斜板の回転に伴って各ピストン20が傾角 $\theta$ に対応したストロークで往復動され、前述のように各シリンダボア1aでは、冷媒ガスの吸入、圧縮及び吐出が順次繰り返される。

【0022】斜板12の傾角 $\theta$ は、斜板回転時の遠心力に起因する回転運動のモーメント、傾角減少バネ16（及び復帰バネ17）の付勢作用に起因するバネ力によるモーメント、ピストン20の往復慣性力によるモーメント、ガス圧によるモーメント等の各種モーメントの相互バランスに基づいて決定される。ガス圧によるモーメントとは、シリンダボア内圧と、ピストン背圧にあたるクランク室5の内圧（クランク圧 $P_c$ ）との相互関係に基づいて発生するモーメントであり、クランク圧 $P_c$ に応じて傾角減少方向にも傾角増大方向にも作用する。この圧縮機では、後述する容量制御弁を用いてクランク圧 $P_c$ を調節し前記ガス圧によるモーメントを適宜変更することにより、斜板の傾角 $\theta$ を最小傾角 $\theta_{min}$ と最大傾角 $\theta_{max}$ との間の任意の角度に設定可能としている。なお、最大傾角 $\theta_{max}$ は、斜板のカウンタウェイト部12aがラグプレートの規制部11aに当接することで規制される。他方、最小傾角 $\theta_{min}$ は、前記ガス圧によるモーメントが傾角減少方向にほぼ最大化した状態のもとでの傾角減少バネ16と復帰バネ17との付勢力バランスを支配的要因として決定される。

【0023】斜板12の傾角制御に関与するクランク圧 $P_c$ を制御するためのクランク圧制御機構は、圧縮機ハウジング内に設けられた抽気通路27及び給気通路28並びに制御弁CVによって構成される。抽気通路27は吸入室21とクランク室5とを接続する。給気通路28は吐出室22とクランク室5とを接続し、その途中には制御弁CVが設けられている。制御弁CVの弁開度を調節することで給気通路28を介したクランク室5への高圧ガスの導入量と、抽気通路27を介したクランク室5からのガス導出量とのバランスが調節され、クランク圧 $P_c$ が決定される。クランク圧 $P_c$ の変更に応じて、ピストン20を介してのクランク圧 $P_c$ とシリンダボア1aの内圧との差が変更され、斜板の傾角 $\theta$ が変更される結果、ピストンのストロークすなわち吐出容量が調節される。

【0024】（冷媒流量及び圧縮機吐出容量を制御する制御弁）一般的傾向として圧縮機の吐出容量が大きく冷媒循環回路を流れる冷媒の流量も大きいほど、回路又は配管の単位長さ当りの圧力損失も大きくなる。つまり、冷媒循環回路に沿って設定された二つの圧力監視点P

1, P2間の圧力損失(差圧)は該回路における冷媒の流量と正の相関を示す。故に、二つの圧力監視点P1, P2間の差圧 $\Delta P(t)$ を把握することは、圧縮機の吐出容量を間接的に検出することになり、該差圧は圧縮機の吐出容量を推し量る指標となり得る。本実施形態では図1に示すように、流通管36の最上流域に当たる吐出室22内に上流側の圧力監視点P1を定めると共に、そこから所定距離だけ離れた流通管36の途中に下流側の圧力監視点P2を定めている。圧力監視点P1でのガス圧 $P_{dH}$ (即ち吐出圧 $P_d$ )を第1の検圧通路37を介して、又、圧力監視点P2でのガス圧 $P_{dL}$ を第2の検圧通路38を介してそれぞれ制御弁CVに導いている。制御弁CVは、その差圧 $\Delta P(t) = (P_{dH} - P_{dL})$ を機械的に検出し、その検出差圧を自己の開度調節に直接利用して圧縮機吐出容量のフィードバック制御を行う。

【0025】図5に示すように制御弁CVは、その上半部を占める入れ側弁部と、下半部を占めるソレノイド部60とを備えている。入れ側弁部は、吐出室22とクランク室5とを繋ぐ給気通路28の開度(絞り量)を調節する。ソレノイド部60は、制御弁内に配設された作動ロッド40を外部からの通電制御に基づき付勢制御するための電磁アクチュエータであり、設定差圧変更アクチュエータとして機能する。作動ロッド40は、先端部たる差圧受承部41、連結部42、略中央の弁体部43及び基端部たるガイドロッド部44からなる棒状部材である。弁体部43はガイドロッド部44の一部でもある。差圧受承部41、連結部42並びにガイドロッド部44(及び弁体部43)の軸直交断面積(直径)をそれぞれSB(d1), SC(d2)及びSD(d3)とすると、 $SC(d2) < SB(d1) < SD(d3)$ の関係が成立している。

【0026】制御弁のバルブハウジング45は、キャップ45aと、入れ側弁部の主な外郭を構成する上半部本体45bと、ソレノイド部60の主な外郭を構成する下半部本体45cとから構成されている。バルブハウジングの上半部本体45b内には弁室46及び連通路47が区画され、該上半部本体45bとその上部に固着されたキャップ45aとの間には感圧室48が区画されている。弁室46、連通路47及び感圧室48内には、作動ロッド40が軸方向(図では垂直方向)に移動可能に配設されている。弁室46及び連通路47は作動ロッド40の配置次第で連通可能となる。これに対し連通路47と感圧室48とは、それらの境界に存在する隔壁(バルブハウジング45の一部)によって圧力的に隔絶されている。又、その隔壁に形成された作動ロッド40用のガイド孔49の内径も作動ロッドの差圧受承部41の径d1に一致する。なお、連通路47とガイド孔49とは相互延長の関係にあり、連通路47の内径も作動ロッドの差圧受承部41の径d1に一致する。つまり連通路47

とガイド孔49は共に、前記SBの軸直交断面積(口径面積)を持つ。

【0027】弁室46の底壁は後記固定鉄心62の上端面によって提供される。弁室46を取り囲むバルブハウジングの周壁には半径方向に延びるポート51が設けられ、このポート51は給気通路28の上流部を介して弁室46を吐出室22に連通させる。連通路47を取り囲むバルブハウジングの周壁にも半径方向に延びるポート52が設けられ、このポート52は給気通路28の下流部を介して連通路47をクランク室5に連通させる。従って、ポート51、弁室46、連通路47及びポート52は、制御弁内において吐出室22とクランク室5とを連通させる給気通路28の一部を構成する。弁室46内には作動ロッドの弁体部43が配置される。連通路47の内径d1は、作動ロッドの連結部42の径d2よりも大きく且つガイドロッド部44の径d3よりも小さい。このため、弁室46と連通路47との境界に位置する段差は弁座53として機能し、連通路47は一種の弁孔となる。作動ロッド40が図5の位置(最下動位置)から、弁体部43が弁座53に着座する最上動位置へ上動すると、連通路47が遮断される。つまり作動ロッドの弁体部43は、給気通路28の開度を任意調節可能な入れ側弁体として機能する。

【0028】感圧室48内には、区画部材としての可動壁54が軸方向に移動可能に設けられている。この可動壁54は感圧室48を軸方向に二分し、該感圧室48をP1圧力室(第1圧力室)55とP2圧力室(第2圧力室)56とに区画する。可動壁54はP1圧力室55とP2圧力室56との間の圧力隔壁の役目を果たす。なお、可動壁54の軸直交断面積をSAとすると、その断面積SAは連通路47又はガイド孔49の口径面積SBよりも大きい( $SB < SA$ )。P1圧力室55は、キャップ45aに形成されたP1ポート55a及び第1の検圧通路37を介して上流側の圧力監視点P1たる吐出室22と常時連通する。他方、P2圧力室56は、バルブハウジングの上半部本体45bに形成されたP2ポート56a及び第2の検圧通路38を介して下流側の圧力監視点P2と常時連通する。即ちP1圧力室55には吐出圧 $P_d$ が圧力 $P_{dH}$ として導かれ、P2圧力室56には配管途中の圧力監視点P2の圧力 $P_{dL}$ が導かれている。故に、可動壁54の上面及び下面はそれぞれ圧力 $P_{dH}$ ,  $P_{dL}$ に曝される受圧面となる。P2圧力室56内には作動ロッドの差圧受承部41の先端が進入しており、その差圧受承部41の先端面には可動壁54が結合されている。更にP2圧力室56には、緩衝バネ57が配設されている。この緩衝バネ57は、可動壁54をP1圧力室55に向けて付勢する。

【0029】制御弁のソレノイド部60は、有底円筒状の収容筒61を備えている。収容筒61の上部には固定鉄心62が嵌合され、この嵌合により収容筒61内には



ソレノイド室63が区画されている。ソレノイド室63には、プランジャとしての可動鉄心64が軸方向に移動可能に収容されている。固定鉄心62の中心には軸方向に延びるガイド孔65が形成され、そのガイド孔65内には、作動ロッドのガイドロッド部44が軸方向に移動可能に配置されている。なお、ガイド孔65の内壁面と前記ガイドロッド部44との間には若干の隙間68が確保されており、この隙間68を介して弁室46とソレノイド室63とが連通している。つまり、ソレノイド室63には弁室46と同じ吐出圧 $P_d$ が及んでいる。ソレノイド室63は作動ロッド40の基端部の収容領域でもある。ガイドロッド部44の下端部は、ソレノイド室63内にあって可動鉄心64の中心に貫設された孔に嵌合されると共にかしめにより嵌着固定されている。従って、可動鉄心64と作動ロッド40とは一体となって上下動する。

【0030】固定鉄心62と可動鉄心64との間には戻しバネ66が配設されている。戻しバネ66は、可動鉄心64を固定鉄心62から離間させる方向に作用して可動鉄心64及び作動ロッド40を下方に付勢する。又、戻しバネ66のバネ力 $f_2$ は緩衝バネ57のバネ力 $f_1$ よりも大きい。このため、戻しバネ66は、可動鉄心64及び作動ロッド40を最下動位置（非通電時における初期位置）に戻すための初期化手段として機能する。固定鉄心62及び可動鉄心64の周囲には、これら鉄心を跨ぐ範囲にコイル67が巻回されている。このコイル67には制御装置70の指令に基づき駆動回路71から駆動信号が供給され、コイル67は、その電力供給量に応

$$\Sigma F_1 = P_d H \cdot SA - P_d L (SA - SB) - f_1 - P_c (SB - SC)$$

他方、作動ロッドのガイドロッド部44（弁体部43を含む）には、戻しバネ66の下向き付勢力 $f_2$ によって減殺された上向きの電磁付勢力 $F$ が作用する。又、図6を参照して、弁体部43、ガイドロッド部44及び可動鉄心64の全露出面に作用する圧力を単純化して考察すると、まず弁体部43の上端面は、連通路47の内周面から垂下させた仮想円筒面（二本の垂直破線で示す）によって内側部分と外側部分とに分けられ、前記内側部分（面積： $SB - SC$ ）にはクランク圧 $P_c$ が下向きに作用し、前記外側部分（面積： $SD - SB$ ）には吐出圧 $P_d$

$$\begin{aligned} \Sigma F_2 &= F - f_2 - P_c (SB - SC) - P_d (SD - SB) + P_d \cdot SD \\ &= F - f_2 - P_c (SB - SC) + P_d \cdot SB \end{aligned}$$

上記数2式を整理する過程で、 $-P_d \cdot SD$ と、 $+P_d \cdot SD$ とが相殺されて $P_d \cdot SB$ 項のみが残った。つまりこの計算過程は、図5及び図6のガイドロッド部44（弁体部43を含む）の上下面に作用している吐出圧 $P_d$ の影響を、該 $P_d$ がガイドロッド部44の一面（下面）にのみ集約的に作用するものと仮定して考察するとき、弁体部43を含むガイドロッド部44の吐出圧 $P_d$ に関する有効受圧面積が $SD - (SD - SB) = SB$

じた大きさの電磁力 $F$ を発生する。そして、その電磁力 $F$ によって可動鉄心64が固定鉄心62に向かって吸引され作動ロッド40が上動する。尚、コイル67への通電制御は、アナログ的な電流値制御又は通電時のデューティ比 $D_t$ を適宜変化させるデューティ制御のいずれでもよい。本実施形態ではデューティ制御を採用する。制御弁CVの構造上、デューティ比 $D_t$ を小さくすると弁開度が大きくなり、デューティ比 $D_t$ を大きくすると弁開度が小さくなる傾向にある。

【0031】（制御弁の動作条件及び特性に関する考察）制御弁CVの弁開度は、入れ側弁体たる弁体部43を含む作動ロッド40の配置如何によって決まる。作動ロッド40の各部に作用する種々の力を総合的に考察することで、この制御弁の動作条件や特性が明らかとなる。

【0032】作動ロッドの差圧受承部41の上端面には、緩衝バネ57の上向き付勢力 $f_1$ によって減殺された可動壁54の上下差圧に基づく下向き押圧力が作用する。但し、可動壁54の上面の受圧面積は $SA$ であるが、可動壁54の下面の受圧面積は $(SA - SB)$ である。また、差圧受承部41の下端面（受圧面積： $SB - SC$ ）には、クランク圧 $P_c$ による上向き押圧力が作用する。下向き方向を正方向として差圧受承部41に作用する全ての力 $\Sigma F_1$ を整理すると、 $\Sigma F_1$ は次の数1式のように表される。

【0033】

【数1】

$d$ が下向きに作用するものとみなすことができる。他方、ソレノイド室63に及んでいる吐出圧 $P_d$ は、可動鉄心64の上下面での圧力相殺を考慮すれば、ガイドロッド部44の軸直交断面積 $SD$ に相当する面積でもってガイドロッド部44を上向きに押している。上向き方向を正方向として弁体部43及びガイドロッド部44に作用する全ての力 $\Sigma F_2$ を整理すると、 $\Sigma F_2$ は次の数2式のように表される。

【0034】

【数2】

と表現できることを意味している。つまり吐出圧 $P_d$ に関する限り、ガイドロッド部44の有効受圧面積は、ガイドロッド部44の軸直交断面積 $SD$ にかかわらず連通路47の口径面積 $SB$ に一致する。このように本明細書では、ロッド等の部材の両端に同種の圧力が作用している場合に、その圧力が部材の一方の端部にのみ集約的に作用するものと仮定して考察することを許容するような実質的な受圧面積のことを特に、その圧力に関する「有



効受圧面積」と呼ぶものとする。

【0035】さて、作動ロッド40は差圧受承部41とガイドロッド部44とを連結部42で連結してなる一体物であるから、その配置は $\Sigma F_1 = \Sigma F_2$ の力学的均衡を充足する位置に決まる。この $\Sigma F_1 = \Sigma F_2$ の等式を

$$(P_d H - P_d L) S_A - P_d \cdot S_B + P_d L \cdot S_B = F + f_1 - f_2$$

本実施形態では圧力監視点P1は吐出室22内に設定されているから、 $P_d = P_d H$ である。この関係を上記数3式に代入して整理すると、次の数4式及び数5式のよ

$$(P_d H - P_d L) S_A - (P_d H - P_d L) S_B = F + f_1 - f_2$$

【0038】

【数5】

$$P_d H - P_d L = (F + f_1 - f_2) / (S_A - S_B)$$

数5式の右辺において、 $f_1$ 、 $f_2$ 、 $S_A$ 、 $S_B$ は機械設計の段階で一義的に決まる確定的なパラメータであり、電磁付勢力Fのみがコイル67への電力供給量に応じて変化する可変パラメータである。この数5式から次の二つのことが言える。第1に、制御弁CVは、その弁開度調節動作の最終目標となる二点間差圧 $\Delta P(t) = P_d H - P_d L$ の設定値（即ち設定差圧TPD）を、コイル67へのデューティ制御によって外部から一義的に決定することが可能な構造となっている。つまり制御弁は、外部制御によって設定差圧TPDを変更することが可能な設定差圧可変型の制御弁である。数5式の右辺の分子が $(F + f_1 - f_2)$ であることから、制御弁CVにおける設定差圧決定手段は、ソレノイド部60、緩衝バネ57及び戻しバネ66により構成される。第2に、作動ロッド40の配置を決定する力学関係式（数5式）中には、二点間差圧 $(P_d H - P_d L)$ 以外の圧力パラメータ（例えば $P_c$ や $P_d$ を含む項）が含まれず、従ってクランク圧 $P_c$ や吐出圧 $P_d$ の絶対値は作動ロッド40の位置決めに影響を及ぼさない。換言すれば、前記二点間差圧以外の圧力パラメータは作動ロッド40の変位動作の阻害又は拘束要因とはなり得ず、制御弁CVは、前記二点間差圧 $\Delta P(t)$ と、電磁付勢力F及びバネ力 $f_1$ 、 $f_2$ との力学的バランスのみに基づいて円滑に作動する。

【0039】このような動作特性を有する制御弁によれば、個々の状況下でおよそ次のようにして弁開度が決まる。まず、コイル67への通電がない場合（ $D_t = 0\%$ ）には、戻しバネ66の作用が支配的となり作動ロッド40は図5に示す最下動位置に配置される。このとき、作動ロッドの弁体部43が弁座53から最も離れて入れ側弁部は全開状態となる。他方、コイル67に対しデューティ比可変範囲の最小デューティの通電があれば、少なくとも上向きの電磁付勢力Fが戻しバネ66の下向き付勢力 $f_2$ を凌駕する。そして、ソレノイド部60によって生み出された上向き付勢力 $(F - f_2)$ が、緩衝バネ57の上向き付勢力 $f_1$ によって減殺された二点間差圧 $(P_d H - P_d L)$ に基づく下向き押圧力に対

整理する過程で、左右両辺の $P_c (S_B - S_C)$ 項が相殺される。次の数3式は、前記等式を整理した後の形を示す。

【0036】

【数3】

うになる。

【0037】

【数4】

向し、その結果前記数5式を満たすように作動ロッドの弁体部43が弁座53に対して位置決めされ、制御弁CVの弁開度が決定される。こうして決まった弁開度に応じて、給気通路28を介してのクランク室5へのガス供給量が決まり、前記抽気通路27を介してのクランク室5からのガス放出量との関係でクランク圧 $P_c$ が調節される。つまり制御弁の弁開度を調節することはクランク圧 $P_c$ を調節することにほかならない。なお、電磁付勢力Fが変化しない限り、制御弁CVはそのときの電磁付勢力Fに応じた設定差圧TPDで作動する定流量弁であるに過ぎないが、外部制御によって電磁付勢力Fを変化させ設定差圧TPDを適宜変更できるため、圧縮機の容量制御弁としての実質を備える。

【0040】（電子制御体系及び電子制御の概要）図1及び図5に示すように、車輛用空調装置は該空調装置の制御全般を司る制御装置70を備えている。制御装置70はCPU、ROM、RAM及びI/Oインターフェイスを備えたコンピュータ類似の制御ユニットであり、I/Oの出力端子には駆動回路71が接続され、I/Oの入力端子には外部情報検知手段72が接続されている。少なくとも制御装置70は、外部情報検知手段72から提供される各種の外部情報に基づいて適切なデューティ比 $D_t$ を演算し、駆動回路71に対しそのデューティ比 $D_t$ での駆動信号の出力を指令する。駆動回路71は、命じられたデューティ比 $D_t$ の駆動信号を制御弁のコイル67に出力する。コイル67に提供される駆動信号のデューティ比 $D_t$ に応じて、ソレノイド部60の電磁付勢力Fが変化する。

【0041】外部情報検知手段72は各種センサ類を包括する機能実現手段である。外部情報検知手段72を構成するセンサ類としては、例えば、A/Cスイッチ（乗員が操作する空調装置のON/OFFスイッチ）、車室内温度 $T_e(t)$ を検出するための温度センサ、車室内温度の好ましい設定温度 $T_e(set)$ を設定するための温度設定器、車速Vを検出するための車速センサ、エンジン回転数NEを検出するための回転数センサ、エンジンの吸気管路に設けられたスロットル弁の開度を検知するためのアクセル開度センサがあげられる（いずれも図示略）。尚、スロットル弁開度は、車輛の操縦者によるアクセルペダルの踏込量を反映した情報としても利用

される。なお、本実施形態では、制御弁50、制御装置70、駆動回路71及び外部情報検知手段72により容量制御手段が構成される。

【0042】次に、図7及び図8のフローチャートを参照して制御装置70による制御弁へのデューティ制御の概要を簡単に説明する。図7のチャートは、空調制御プログラムの幹となるメインルーチンを示す。車輛のイグニションスイッチ（又はスタートスイッチ）がONされると、制御装置70は電力を供給され演算処理を開始する。制御装置70は、図7のステップS71（以下単に「S71」という、他のステップも以下同様）において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、駆動信号のデューティ比 $D_t$ に初期値又は暫定値を与える。その後、処理はS72以下に示された状態監視及びデューティ比の内部演算処理へと進む。

【0043】S72では、A/CスイッチがONされるまで該スイッチのON/OFF状況が監視される。A/CスイッチがONされると、処理は非常時判定ルーチン（S73）へ進む。S73では、車輛が非定常的な状態即ち非常時運転モードにあるか否かを外部情報に基づいて判断する。ここで言う「非常時運転モード」とは、例えば登坂走行のようなエンジンEが高負荷状態にある場合とか、追い越し加速のような車輛の加速時（少なくとも操縦者が急加速を欲している場合）を指す。例示したいずれの場合も、外部情報検知手段72から提供される検出アクセル開度を所定の判定値と比較することで、そのような高負荷状態又は車輛加速状態にあることを合理的に推定することができる。

【0044】S73判定がYES、つまり非常時運転モードにあるときには、制御装置70は非常時対応制御（S74）を行う。この非常時対応制御は、例えば、エンジンEの高負荷状態や車輛加速状態を最初に検知した時点から所定期間 $\Delta t$ だけ、前記駆動信号のデューティ比 $D_t$ をゼロ又はその可変幅内の最小値 $D_{t(\min)}$ に強制的に設定変更するというものである。デューティ比 $D_t$ が極小化されている期間 $\Delta t$ は、前記二点間差圧（ $P_dH - P_dL$ ）にかかわらず制御弁CVが最大開度となり、クランク圧 $P_c$ が即座に高まって傾角 $\theta$ が迅速に最小化され、圧縮機の吐出容量が最小となる。これにより、エンジンEの負荷が軽減され、エンジン出力を車輛の前進駆動に極力振り向けることが可能となる。尚、前記期間 $\Delta t$ では空調装置の冷房能力は犠牲にされるが、この期間 $\Delta t$ は一時的な短期間であり、乗員の快適性維持に重大な支障を来すことはまずない。

【0045】非常時判定ルーチンでの監視項目のいずれにも該当しない場合には、S73判定がNOとなる。その場合には、車輛が定常的な状態つまり通常運転モードにあるとみなされる。ここで言う「通常運転モード」とは、プログラムのには非常時判定ルーチンの監視項目に該当しない排他的な条件充足状態を意味し、つまるところ、

車輛が平均的な運転状況で使用されていると合理的に推定できる状態を指す。S73判定がNOの場合には、処理は通常制御ルーチンRF8へ移行する。多くの場合、図7のメインルーチンでの処理は通常制御ルーチンRF8での処理を経てS72に復帰する。

【0046】図8の通常制御ルーチンRF8は、通常運転モードでの空調能力即ち圧縮機の吐出容量のフィードバック制御に関する手順を示す。差圧検知用の可動壁54を備えた制御弁では、差圧 $\Delta P(t) = P_dH - P_dL$ の変化に対応した弁開度の制御は機械的又は内部自律的に完了するため、ルーチンRF8での処理は専ら、蒸発器33での熱負荷状況にあわせて制御弁の設定差圧TPDをリアルタイムで修正すること、つまりデューティ比 $D_t$ を回帰的に補正演算することである。

【0047】まず制御装置70は、S81において、温度センサの検出温度 $T_e(t)$ が温度設定器による設定温度 $T_e(\text{set})$ より大であるか否かを判定する。S81判定がNOの場合、S82において前記検出温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ より小であるか否かを判定する。S82判定もNOの場合には、検出温度 $T_e(t)$ が設定温度 $T_e(\text{set})$ に一致していることになるため、冷房能力の変化につながる設定差圧TPDの変更、即ち $D_t$ 変更の必要はない。

【0048】S81判定がYESの場合、車室内は暑く冷房負荷が大きいと予測される。このため、S83において制御装置70はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ増大させる。仮にその修正値（ $D_t + \Delta D$ ）に駆動信号のデューティ比が変更されると、ソレノイド部60の電磁力Fが若干強まることで制御弁の設定差圧TPDも若干増大する。すると、その時点での差圧 $\Delta P(t)$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド40が上動して戻しバネ66が蓄力され、バネ66の下向き付勢力 $f_2$ の増加分が上向きの電磁付勢力Fの増加分を補償して再び数5式が成立する位置に作動ロッドの弁体部43が位置決めされる。その結果、制御弁の開度（つまり給気通路28の開度）が若干減少し、クランク圧 $P_c$ が低下傾向となり、クランク圧 $P_c$ とシリンダボア内圧とのピストンを介した差も小さくなって斜板12が傾角増大方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が増大し負荷トルクも増大する方向に移行する。圧縮機の吐出容量が増大すれば、蒸発器33での除熱能力も高まり温度 $T_e(t)$ も低下傾向に向かうはずである。又、圧力監視点P1、P2間の差圧 $\Delta P(t)$ は増加する。差圧 $\Delta P(t)$ が増加すれば、今度は逆に制御弁の開度を増す方向に機械的フィードバックが働く。

【0049】他方、S82判定がYESの場合、車室内は寒く冷房負荷が小さいと予測される。このため、S84において制御装置70はデューティ比 $D_t$ を単位量 $\Delta D$ だけ減少させる。仮にその修正値（ $D_t - \Delta D$ ）に駆動信号のデューティ比が変更されると、ソレノイド部6



0の電磁力Fが若干弱まることで制御弁の設定差圧TPDも若干減少する。すると、その時点での差圧 $\Delta P(t)$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド40が下動して戻しバネ66の蓄力も減り、バネ66の下向き付勢力f2の減少分が上向きの電磁付勢力Fの減少分を補償して再び数5式が成立する位置に作動ロッドの弁体部43が位置決めされる。その結果、制御弁の開度(つまり給気通路28の開度)が若干増加し、クランク圧Pcが増大傾向となり、クランク圧Pcとシリンダボア内圧とのピストンを介した差も大きくなって斜板12が傾角減少方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が減少し負荷トルクも減少する方向に移行する。圧縮機の吐出容量が減少すれば、蒸発器33での除熱能力も低まり温度Te(t)も増加傾向に向かうはずである。又、圧力監視点P1、P2間の差圧 $\Delta P(t)$ は減少する。差圧 $\Delta P(t)$ が減少すれば、今度は逆に制御弁の開度を絞る方向に機械的フィードバックが働く。

【0050】前記S83及び／又はS84でのデューティ比Dtの修正演算は、検出温度Te(t)が設定温度Te(set)からずれている場合でも、制御弁の設定差圧TPDを徐々に最適化し、且つ制御弁の機械的フィードバックによる内部自律的な弁開度調節も相俟って温度Te(t)を設定温度Te(set)付近に収束させることを狙ったものである。但し本件では、S82、S83又はS84の処理の後に、制御装置70は、得られたデューティ比Dtがその許容可変幅を逸脱しないようにDtの確認及び再修正の処理を行う(S85～S88参照)。

【0051】すなわち制御装置70は、S85において、修正されたデューティ比Dtがその許容可変幅の最小値Dt(min)を下回っているか否かを判定する。S85判定がNOの場合、S86において、修正されたデューティ比Dtがその許容可変幅の最大値Dt(max)を超えているか否かを判定する。S86判定もNOの場合には、デューティ比Dtはその許容可変幅内に収まっていることになるため、デューティ比Dtの再修正の必要はない。

【0052】S85判定がYESの場合、修正されたデューティ比Dtがその許容可変幅の最小値又は下限値Dt(min)を下回るため、S87において制御装置70はそのデューティ比Dtを最小値Dt(min)に変更する。他方、S86判定がYESの場合、修正されたデューティ比Dtがその許容可変幅の最大値又は上限値Dt(max)を超えているため、S88において制御装置70はそのデューティ比Dtを最大値Dt(max)に変更する。S86、S87又はS88の処理を経た後のデューティ比Dtは、必ず許容可変幅( $Dt(min) \leq Dt \leq Dt(max)$ )内に収まっている。故にその後のS89で、制御装置70は駆動回路71にデューティ比Dtの変更指令を発する。その変更指令を受

けて駆動回路71は、修正されたデューティ比Dtの駆動信号をコイル67に提供する。

【0053】なお、図9のグラフは、デューティ比Dt(及びその許容可変幅)と、各Dtによって最終的に実現される二点間差圧 $\Delta P(t)$ 又は設定差圧TPDとの関係を概念的に示す。図9では相関特性線は便宜上直線で描いているが、実際にはDtと $\Delta P(t)$ とが一对一の対応を示す緩い曲線となる。図9に示すように、デューティ比の最小値Dt(min)及び最大値Dt(max)にそれぞれ対応して、二点間差圧又は設定差圧の最小値 $\Delta Pmin$ 及び最大値 $\Delta Pmax$ も一義的に決まる。

【0054】本件では、デューティ比の最小値Dt(min)の決め方に特徴がある。つまり、前記Dt(min)に対応する二点間差圧の最小値 $\Delta Pmin$ は、ノーマルチャージ方式の膨張弁32によって常に所定の過熱度SHを持たされた状態で蒸発器33から流れ出るガス冷媒によって搬送される潤滑オイルの量が、圧縮機にとっての必要最小限の戻しオイル量を確保できるようなガス冷媒の必要流量に相当している。換言すれば、駆動信号のデューティ比Dtがその許容可変幅の最小値Dt(min)を下回ることがない限り、蒸発器33から圧縮機CMに向かうガス冷媒の流量は、前記最小差圧 $\Delta Pmin$ に対応する最小流量以上となる。そして、その最小流量以上のガス冷媒の戻りがある限り、戻しオイルの必要量が常に確保される。

【0055】(効果)本実施形態によれば以下のような効果を得ることができる。

○ 容量可変型圧縮機の制御方式として、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点P1、P2間の差圧に基づき圧縮機の吐出容量をフィードバック制御する手法を採用すると共に、外部冷媒回路30を構成する膨張弁32としてノーマルチャージ方式の膨張弁を用いた。それ故、空調装置の運転時において、蒸発器33の出口から圧縮機CMに戻されるガス冷媒の流量を常に、圧縮機にとって必要最小限の戻しオイル量を確保できる流量以上に維持することができる。特に冷房負荷が小さく蒸発器33の出口の温度T及び圧力Ps'(=Pe)が低い場合でも、必要なオイル戻し量を確保しつつ、蒸発器出口での冷媒を完全にガス化して若干の過熱状態にあるガス冷媒として圧縮機CMに戻すことができる。故に本実施形態によれば、クロスチャージ方式の膨張弁を用いざるを得なかった従来の空調装置に比べて冷房効率が良い。従って、高い冷房効率の維持と、圧縮機へのオイル戻しの確保とを見事に両立させることができる。

【0056】○ ノーマルチャージ方式の膨張弁を用いているため、液状態の冷媒が圧縮機に戻されることがなく、シリンダボア1a内に液冷媒が進入し圧縮されるという事態(液圧縮)は起こり得ない。それ故、無理な液圧縮による圧縮機の耐久性低下を防止できる。



【0057】○ 前述の説明では、デューティ比の最小値 $D_t(\min)$ をオイル戻り量の確保という観点から定めたが、別の技術的課題をも考慮して前記最小値 $D_t(\min)$ を、つまりは小流量運転時における最小流量を定めることもできる。例えば、小容量運転時における吸入弁24の自励振動を回避できるように $D_t(\min)$ を定めること、又は、流通管35、36内を移動する際の冷媒の脈動（ハンチング）を回避できるように $D_t(\min)$ を定めることができる。これは、制御弁CVが単に圧縮機の吐出容量を変更する役割を担うのみならず、圧縮機の容量制御を通じて冷媒循環回路の冷媒流量を直接的に規定できる性質のものだからである。

【0058】○ 本実施形態では、冷媒循環回路における二つの圧力監視点P1、P2間の差圧 $\Delta P(t) = P_dH - P_dL$ を直接の制御対象として圧縮機吐出容量のフィードバック制御を実現している。このため、蒸発器33での熱負荷状況に影響されることなく、エンジン側の事情を優先すべき非常時には外部制御によって即座に吐出容量を減少させることができる。それ故に、加速時等におけるカット制御の応答性やカット制御の信頼性及び安定性に優れている。

【0059】○ 通常時においても、検出温度 $T_e(t)$ 及び設定温度 $T_e(\text{set})$ に基づいて、設定差圧TPDを決定するデューティ比 $D_t$ を自動修正すると共に、二点間差圧 $\Delta P(t)$ を指標とした制御弁の内部自律的な弁開度調節に基づいて圧縮機の吐出容量を制御することにより、前記検出温度と設定温度との差が小さくなる方向に吐出容量を誘導して人間の快適感を満足させるという空調装置本来の目的を十分に達成することができる。つまり本実施形態によれば、通常時における室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる。

【0060】(変更例)

○ 前記実施形態では、圧縮機の吐出室22と凝縮器31とを結ぶ流通管36に沿って二つの圧力監視点P1、P2を設定したが、蒸発器33と圧縮機の吸入室21とを結ぶ流通管35に沿って二つの圧力監視点P1、P2を設定してもよい。この場合でも、二点間差圧 $\Delta P(t)$ から回路を流れる冷媒流量や圧縮機の吐出容量を把握することができる。

【0061】○ 本件の空調装置で用いる膨張弁は、常に所定の過熱度SHを維持し得るノーマルチャージ方式のものであればよく、別の観点からの分類に基づくチャージ方式はどのようなものであってもよい。即ち膨張弁32は、ガスチャージ方式、液チャージ方式又は吸着チャージ方式のいずれの方式でもよい。

【0062】○ 本発明に適用可能な膨張弁は、図2に示すような外部均圧管90を有する外部均圧式の膨張弁に限定されず、内部均圧式の膨張弁であってもよい。

(前記各請求項に記載した以外の技術的思想)：前記請求項4において、前記容量制御手段は、前記差圧以外の種々の外部情報を検知する外部情報検知手段を更に備え、その外部情報検知手段は、室内温度と相関性のある温度情報を得るための温度センサ及び所望温度を設定するための温度設定器を含んでおり、前記制御装置は、前記温度センサの検出温度と前記温度設定器の設定温度との比較結果に基づいて設定差圧を決定すること。

【0063】尚、この明細書でいう「冷媒循環回路」とは、図1に示すような凝縮器31、膨張弁32、蒸発器33並びに圧縮機（その内部の吸入室21、ボア1a及び吐出室22）を経由する循環回路を指す。この意味で吸入行程又は圧縮・吐出行程にあるシリンダボア1aも冷媒循環回路の一部となる。他方、圧縮機内部での潤滑油循環を目的として必要最小限の冷媒ガス流通を確保するために圧縮機のクランク室5を経由して設定される内部循環回路は、前記「冷媒循環回路」には含まれない。

【0064】

【発明の効果】本発明によれば、冷媒循環回路を備えた空調装置において、ノーマルチャージ方式の膨張弁と、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧に基づき吐出容量をフィードバック制御する容量可変型圧縮機とを組み合わせることにより、低い冷房負荷に対応して冷媒流量が小さくなるときでも、高い冷房効率の維持と、圧縮機へのオイル戻しの確保とを両立させることが可能となる。加えて、クロスチャージ方式の膨張弁を用いることに由来する各種の困難や不都合を未然に回避することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】空調装置の冷媒循環回路の一例を示す概念図。

【図2】ノーマルチャージ方式膨張弁の一例を示す断面図。

【図3】各種チャージ方式の温度圧力特性を示すグラフ。

【図4】容量可変型斜板式圧縮機を示す断面図。

【図5】制御弁の全体断面図。

【図6】図5の制御弁での有効受圧面積を説明するための概略断面図。

【図7】容量制御のメインルーチンのフローチャート。

【図8】通常制御ルーチンのフローチャート。

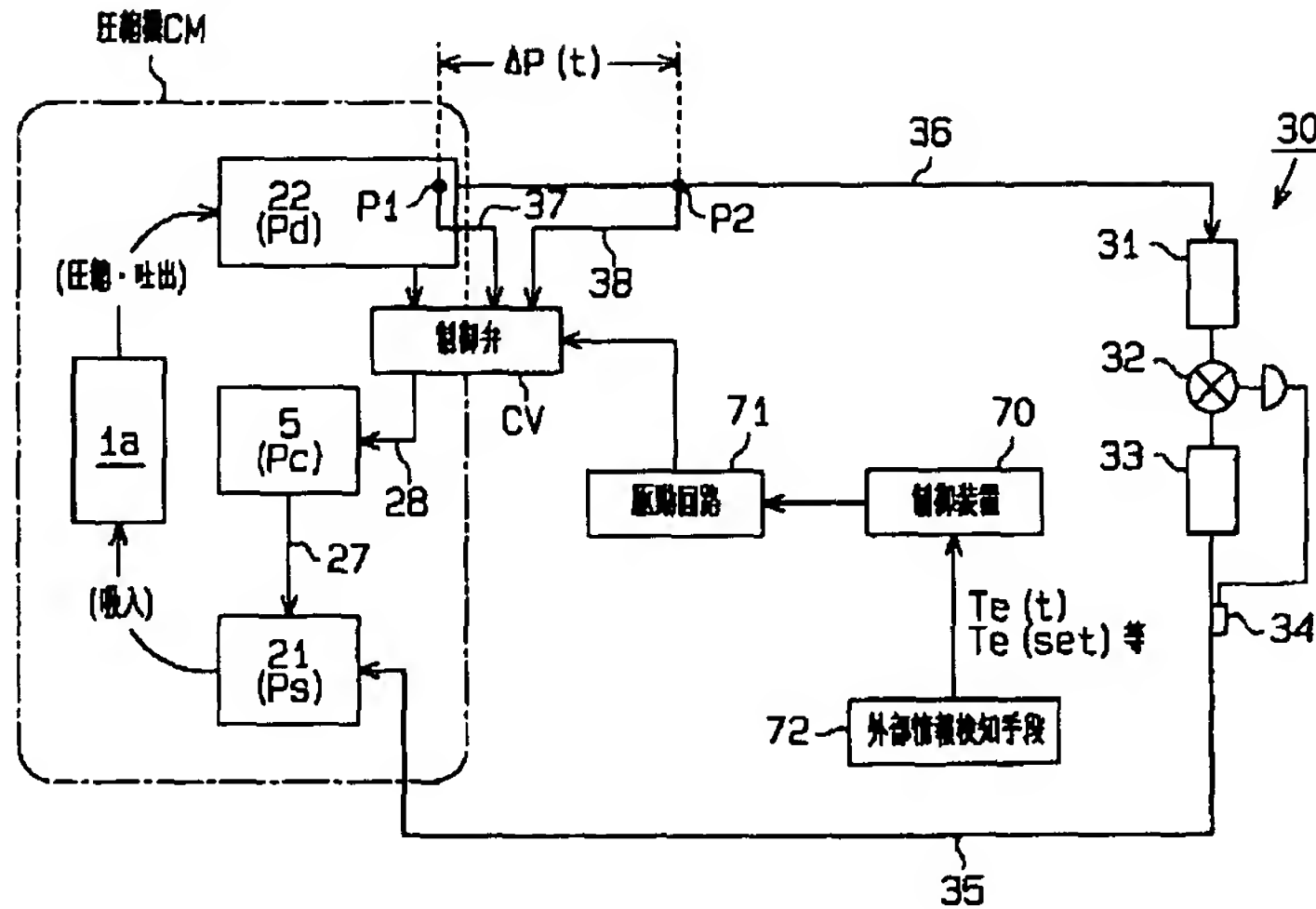
【図9】通電制御のデューティ比と二点間差圧との関係を示すグラフ。

【符号の説明】

5…クランク室、12…斜板（カムプレート）、21…吸入室、22…吐出室、27…抽気通路、28…給気通路、31…凝縮器、32…膨張弁、33…蒸発器、34…感温筒、50…制御弁、70…制御装置、71…駆動回路、72…外部情報検知手段（50、70、71及び72は容量制御手段を構成する）、84…絞り弁体、85…ダイヤフラム（感圧部材）、86…第1室、87…

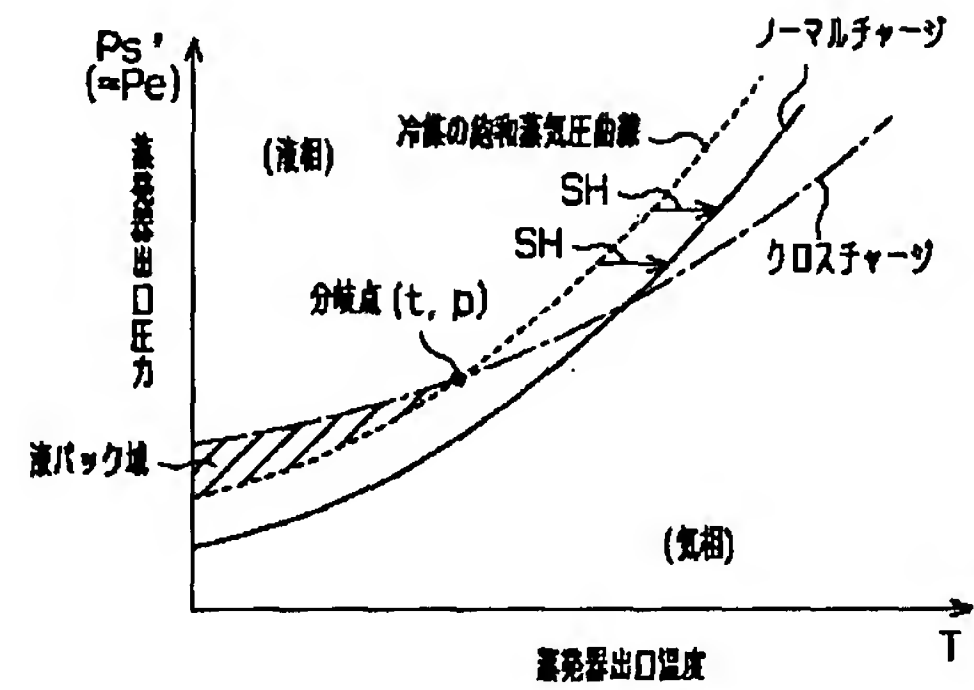
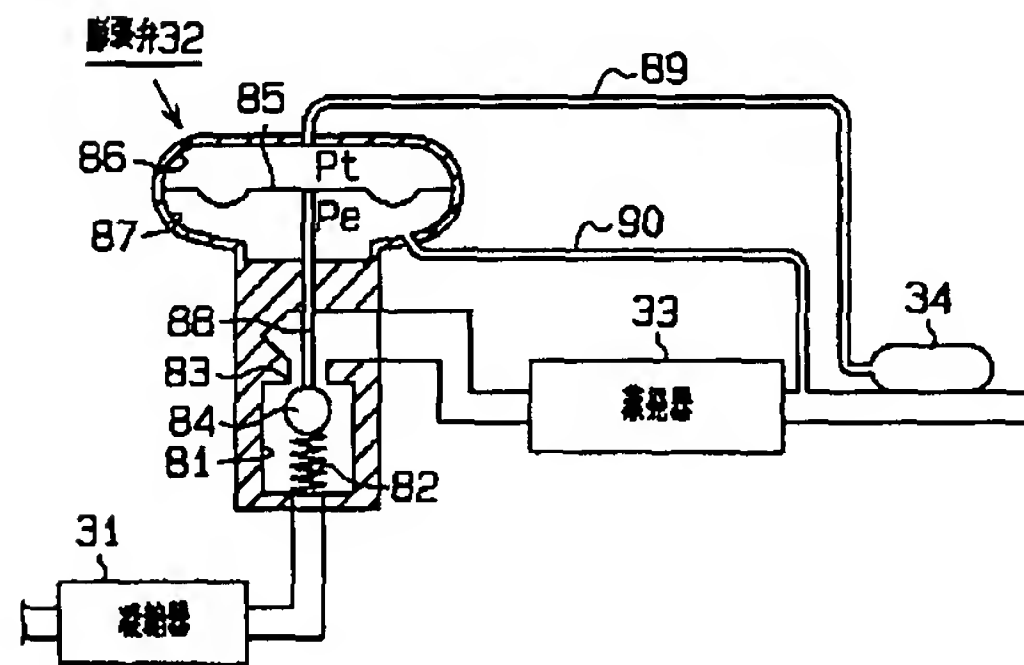
第2室、CM…容量可変型圧縮機、P1…第1の圧力監視点、P2…第2の圧力監視点、Pc…クランク圧。

【図1】



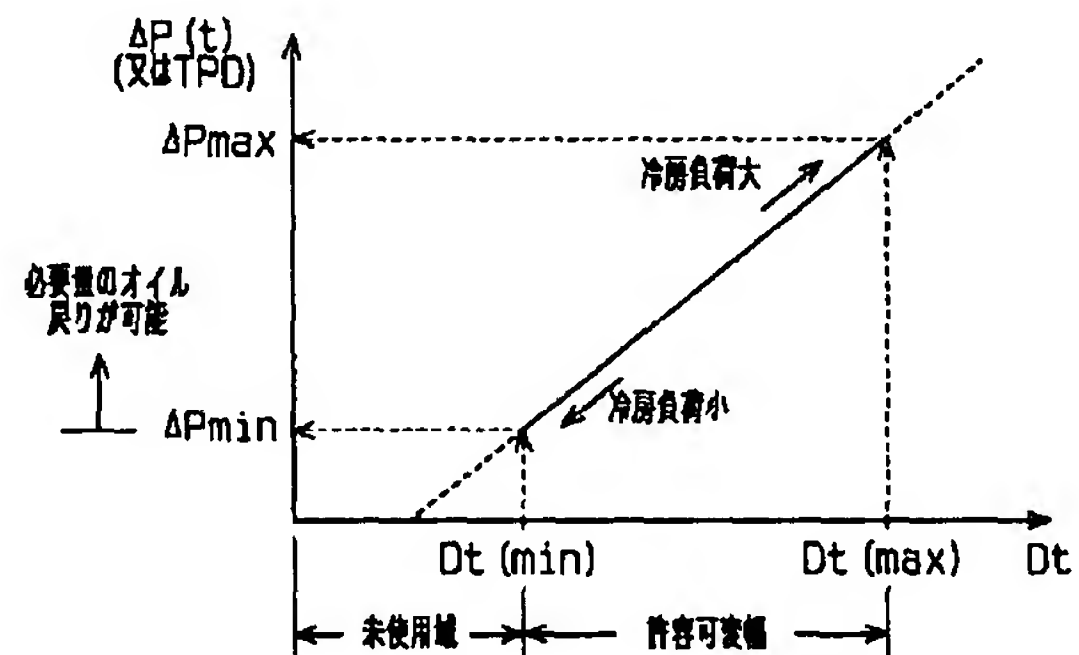
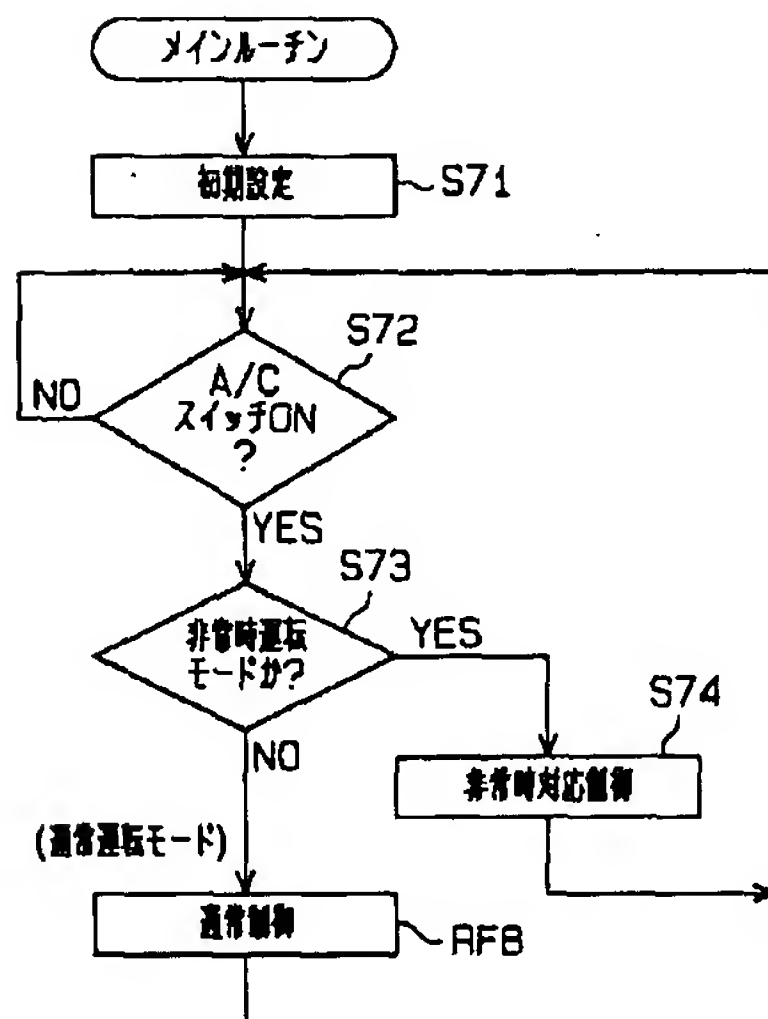
【図2】

【図3】

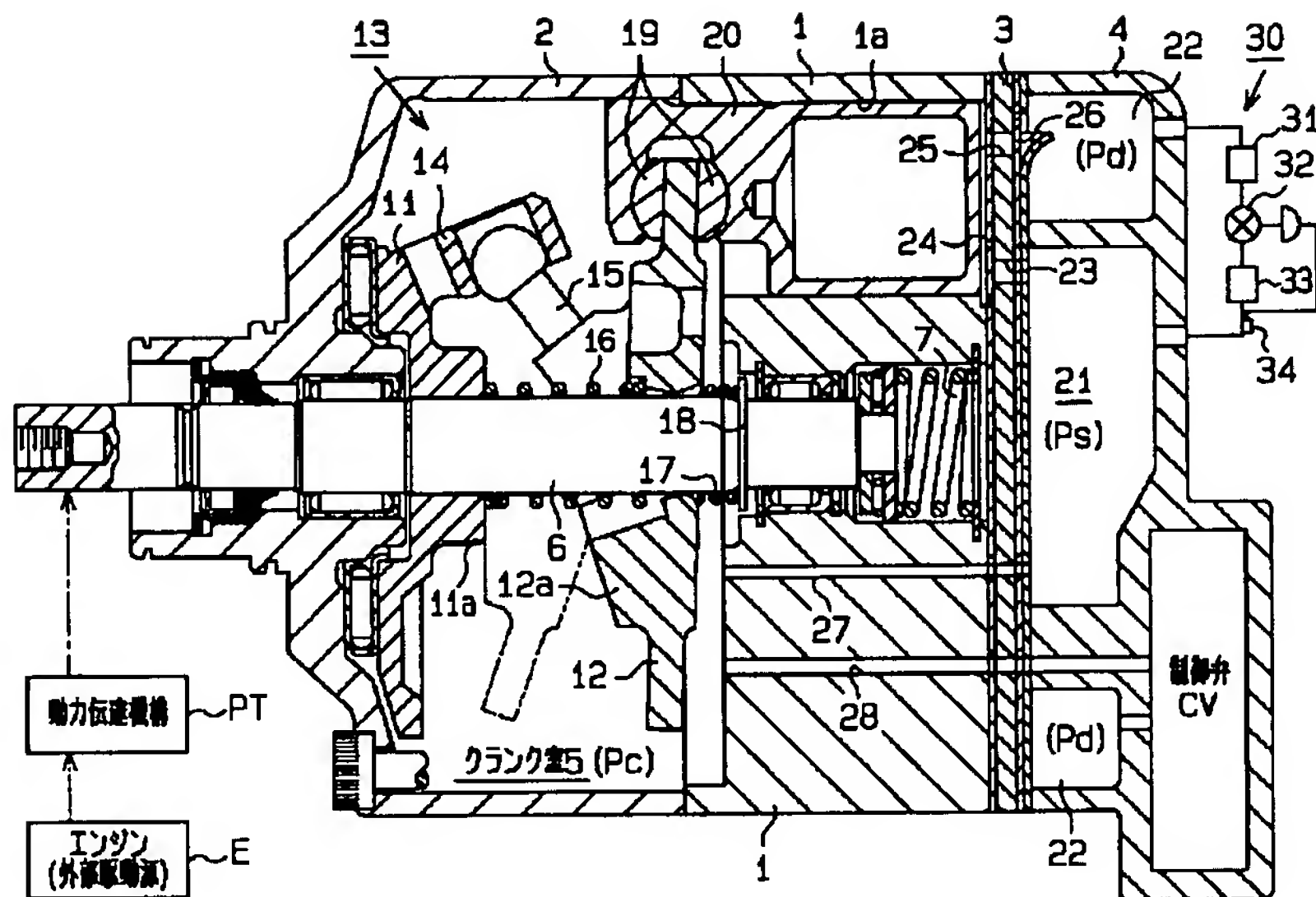


【図7】

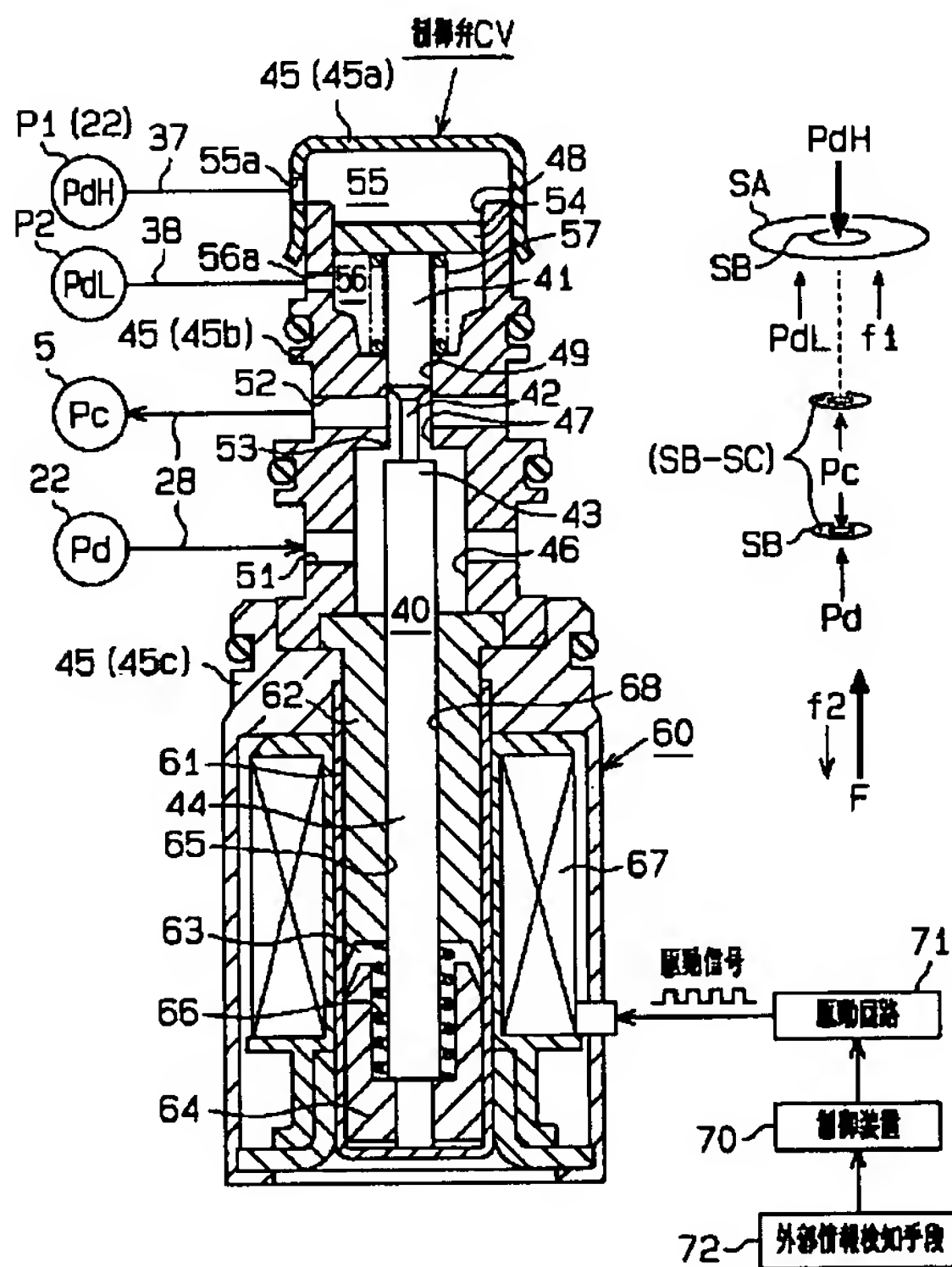
【図9】



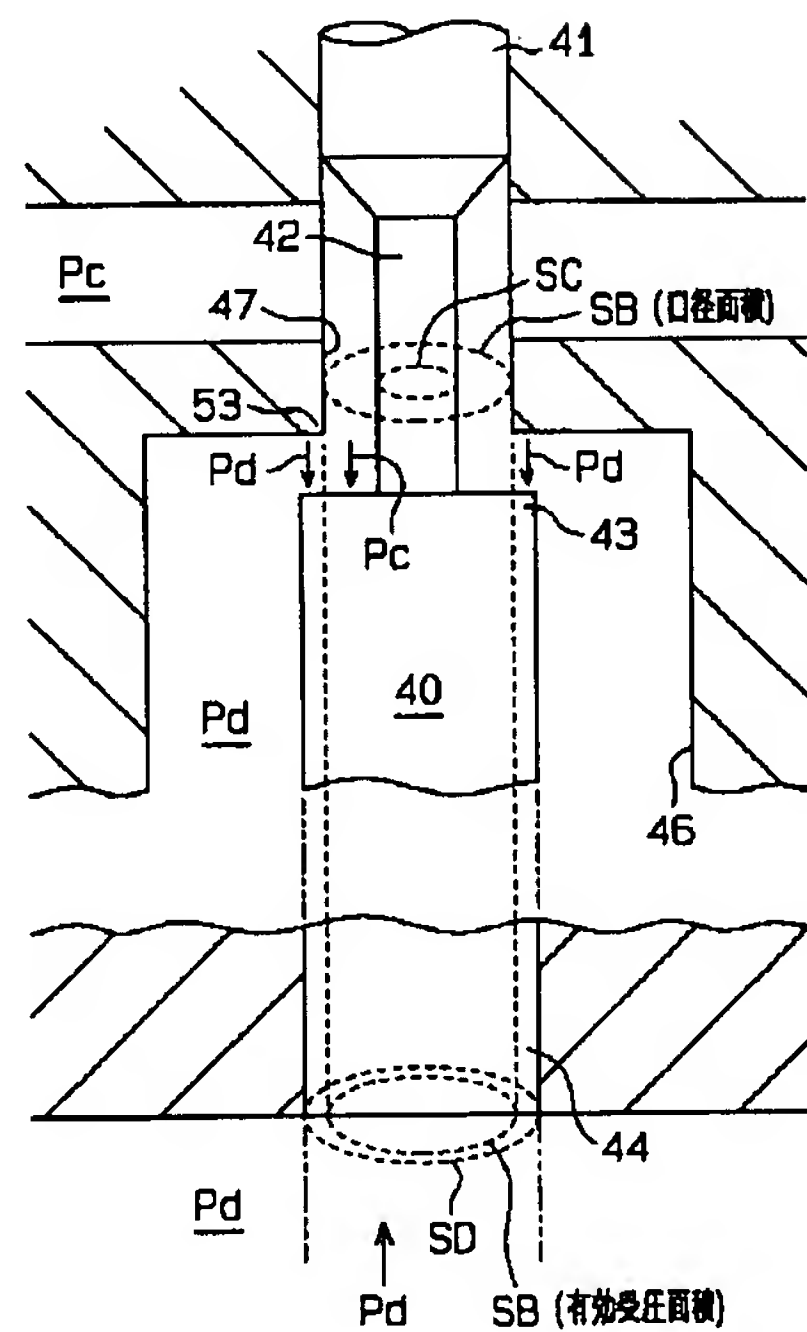
【図4】



【図5】

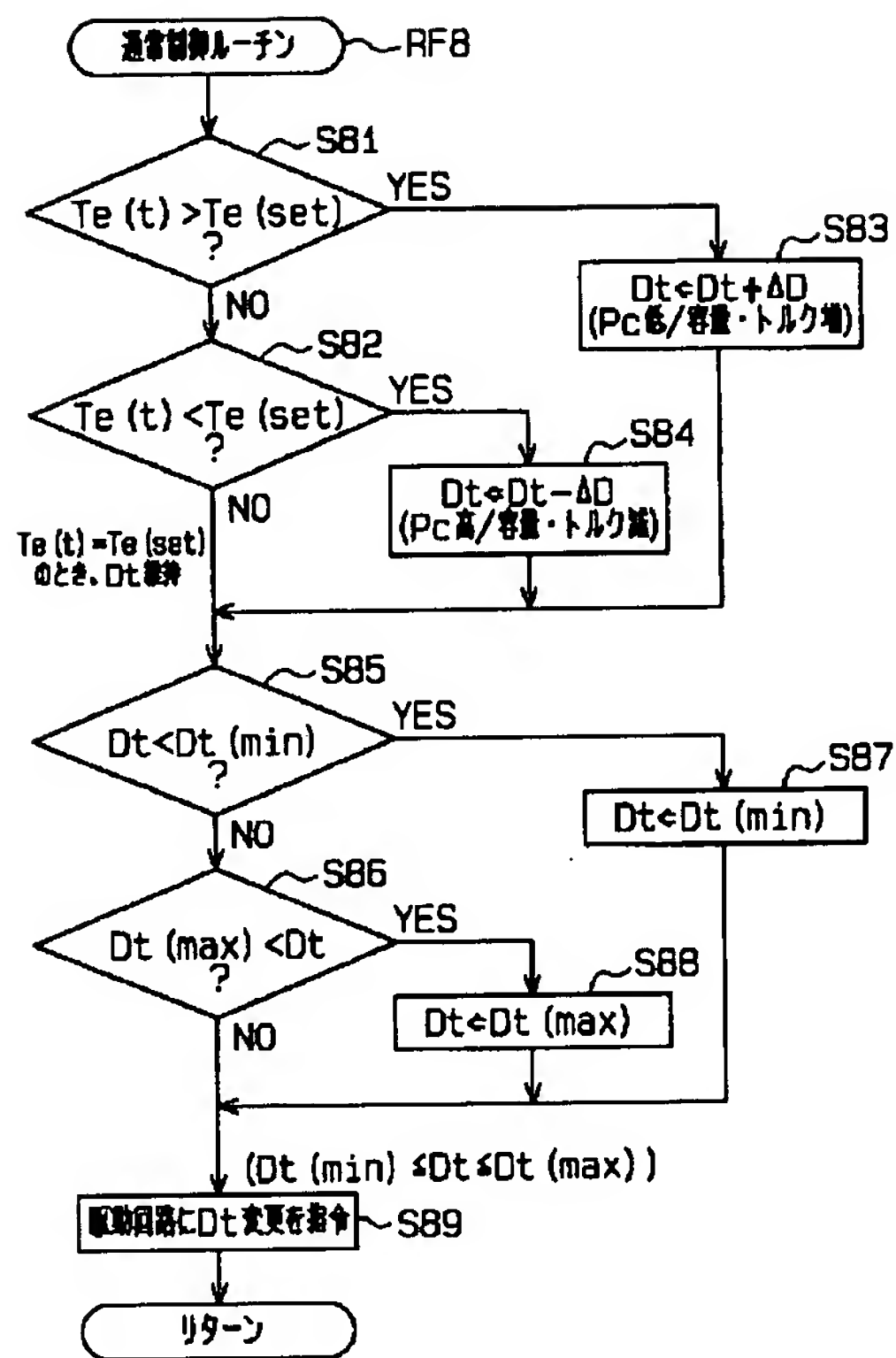


【図6】





【図 8】



フロントページの続き

(72)発明者 太田 雅樹  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 倉掛 浩隆  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
Fターム(参考) 3H076 AA06 BB17 BB21 BB32 CC20  
CC83 CC84 CC91 CC98